

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a zařízení

OTOČ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

TURNING ELEMENT OF BELT CONVEYOR

Student: Michal Vlachynský

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Fries Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 22.5.2009

.....

Michal Vlachynský

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 22.5.2009

.....

Michal Vlachynský

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

Michal Vlachynský

Okružní 913

686 05 Uherské Hradiště, ČR

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VLACHYNSKÝ, M. Otoč pásového dopravníku pro firmu JAKOS s.r.o.: Katedra výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 2009, Bakalářská práce, vedoucí J. Fries

Bakalářská práce zpracovává návrh řešení a výroby mechanismu pro otáčení pásového dopravníku pro dopravu vlhkého písku. Rozsah otáčení pásového dopravníku je 360°.

Konstrukční návrh mechanismu zahrnuje výběr vhodného otočného systému a jeho následnou kontrolu. Dále zpracovává návrh a výpočet pohonu mechanismu a pevnostní výpočet konstrukce k uchycení dopravníku. Práce zpracovává podrobnou výkresovou dokumentaci

ANOTATION OF THESIS

VLACHYNSKÝ, M. Turning element of belt conveyor for JAKOS s.r.o.: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, Baccalaureate diploma work, head Fries, J.

This Baccalaureate work processing proposal solution and production mechanism for turning belt conveyor for transport damp sand. Range turning belt conveyor is 360°.

Engineering design mechanism includes suitable turning system and his resulting verification. Further processing proposal and calculation drive mechanism and strength calculation construction to gripping belt conveyor.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení.....	6
1 Rešerše daných problematik.....	7
1.1 Rešerše na téma pásové dopravníky.....	7
1.1.2 Rozdělení dopravníků dle ISO 2148.....	8
1.1.3 Pásové pásy pásových dopravníků	8
1.2 Rešerše na téma otáčivé ústrojí.....	12
1.2.1 Systém s centrálním čepem.....	12
1.2.2 Hydraulicky podepřená otočová pojezdová vahadla....	12
1.2.3 Kulová dráha.....	13
1.2.4 Velkorozměrová valivá ložiska.....	14
2 Návrh konstrukce otoče.....	16
2.1 Volba druhu a velikosti otočného systému.....	16
2.3 Výpočet působících zatížení.....	19
2.3.1 Výpočet klopného momentu.....	19
2.3.2 Výpočet axiální síly.....	22
2.4 Volba pohonu otoče.....	22
2.4.1 Výpočet reakce N působící na ložisko.....	22
2.4.2. Třecí moment ložiska vyvolaný pasivními odpory při otáčení.	23
2.4.3 Výpočet výkonu pohonu.....	23
2.4.4 Volba pohonu otoče.....	23
2.4.5 Kontrola zvoleného pohonu.....	25
2.5 Konstrukční řešení připojovacích dílů.....	27
2.5.1 Spodní stavba.....	27
2.5.2 Horní stavba.....	29
3 Montáž otočného systému.....	34
4 Závěr.....	35
5 Seznam použitých zdrojů.....	37
6 Přílohy.....	38

Seznam použitého značení

B	Šířka dopravního pásu	[m]
e	Základ přirozených logaritmů	[-]
f	Globální součinitel	[-]
F_g	Tíhová síla	[N]
g	Tíhové zrychlení	[$m \cdot s^{-2}$]
I_m	Hmotnostní dopravní výkon	[$kg \cdot h^{-1}$]
L	Délka dopravníku	[m]
p_D	Dovolený tlak	[Pa]
Q	Dopravní výkon	[$kg \cdot h^{-1}$]
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu	[$kg \cdot m^{-1}$]
S	Průřez náplně pásu	[m^2]
S_1	Plocha horní části průřezu náplně	[m^2]
S_2	Plocha dolní části průřezu náplně	[m^2]
S_T	Teoretický průřez materiálu	[m^2]
α	Statický sypný úhel (dopravované hmoty)	[°]
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu pásu	[°]
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	[$kg \cdot m^{-3}$]
ς	Součinitel rozběhu	[-]
θ	Dynamický sypný úhel (dopravované hmoty)	[°]
M_k	Klopný moment	[N.m]

1 Rešerše daných problematik

1.1 Rešerše na téma pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou vhodné pro dopravu sypkých i kusových materiálů, a to ve směru vodorovném, úklonném a ve zvláštních úpravách i ve směru strmém a svislém. „Svou vysokou dopravní rychlostí (až 10 m.s^{-1}) a s tím souvisejícím vysokým dopravním výkonem (až $10\,000 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$), velkou dopravní vzdáleností (až $5\,000 \text{ m}$), jednoduchou údržbou a malou spotřebou energie se pásové dopravníky řadí k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkého a kusového materiálu. Díky své univerzálnosti použití v různých průmyslových odvětvích dochází k neustálému vývoji těchto transportérů, převážně co se týče konstrukčního zpracování.“[1] Omezení možností jejich použití spočívá zejména při šikmé dopravě a při dopravě horkých materiálů.

Pásový dopravník je mechanický dopravník s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny. „Dopravní pás je po délce dopravní trasy podepírán válečky nebo rovinnou plochou, po které je pás veden třením.“[1]

Různá průmyslová odvětví, především hornictví, potravinářství, chemický průmysl a stavebnictví kladou požadavek na zvýšení sklonu pásových dopravníků s hladkým dopravním pásem až na 90° . P říпустný úhel sklonu pásového dopravníku běžné konstrukce však nemůže být větší než 18° – 20° u dovrchní dopravy materiálu a 13° – 15° p ři úpatní dopravě.

Omezení přípustného sklonu je dáno především součinitelem tření mezi tažným a nosným elementem, což je v tomto případě pryžový dopravní pás a přepravovaný materiál. „Součinitel tření μ_t pro běžné dopravované materiály lze u hladkého a suchého povrchu dopravního pásu v nejpříznivějších případech brát: $\mu_t = \tan H = 0,3$ až $0,35$ (tedy $\delta = 18$ až 20°).“[2]

Pro zvýšení přípustného sklonu dopravy při dopravě materiálů pásovými dopravníky běžné konstrukce je tedy nutno:

- zvýšit součinitel tření mezi dopravním pásem dopravovaným materiálem.
- konstrukčně upravit povrch dopravního pásu tak, aby bylo zamezeno relativnímu pohybu dopravovaných materiálových zrn po páse.
- zvýšit přítlak dopravovaného materiálu k dopravnímu pásu.

1.1.2 Rozdělení dopravníků dle ISO 2148

- stabilní pásové dopravníky
- přenosné pásové dopravníky
- pohyblivé pásové dopravníky
- pojízdné pásové dopravníky
- pásové podavače
- teleskopické pásové dopravníky
- dopravníky s ocelovým pásem
- lano pásové a řetězové dopravníky
- stohovače
- pásové dopravníky nad zásobníky
- podvěsné pásové dopravníky skládkové
- shazovače
- dopravníky na zrní

1.1.3 Pásy pásových dopravníků

Pryžové dopravní pásy jsou určeny k dopravě kusových a sypkých materiálů nejčastěji v těžebním průmyslu, v pískovnách, štěrkovnách, kamenolomech, cementárnách, vápenkách, cihelnách, elektrárnách, v zemědělství, potravinářství atd....

Vzhledem k velkému množství provedení a typových řad dopravních pásů je nutné se při výběru vhodného dopravního pásu řídit několika aspekty, a to:

- přepravovaný materiál
- množství přepravovaného materiálu
- osová vzdálenost
- průměr hnacího válce
- provedení horní větve, (válečková trať nebo kluzná deska)
- přepravní výška (sklon) dopravníku

Rozdělení pásů dopravníků podle materiálu:

- Pryžové
- Z plastických hmot PVC, PU..
- Ocelové – pletiva, články

Pryžové dopravní pásy můžeme dále dělit na ocelokordové dopravní pásy a na pryžotextilní dopravní pásy.

Ocelokordové dopravní pásy (obr.1.1) jsou pásy s ocelolanovou kostrou vyznačující se vysokou pevností v tahu a minimální průtažností. „Vynikají schopností přizpůsobit se korýtku dopravníku díky nízké příčné tuhosti.“[3] Ocelokordové dopravní pásy jsou vhodné pro dopravu materiálu na dlouhé vzdálenosti v těžkých pracovních podmínkách při vysokém zatížení a vysoké rychlosti.

„Kostra je tvořena vysokopevnostními ocelovými výstužnými kordy uloženými v jedné rovině obalenými v jádrové gumě, která zabezpečuje dokonalé spojení horní a spodní krycí vrstvy.“[3] Tato pevná vazba zabezpečuje optimální funkčnost a vysokou odolnost. Řazením kordů dle vybraných rozestupů je možné docílit pevnostní řady.

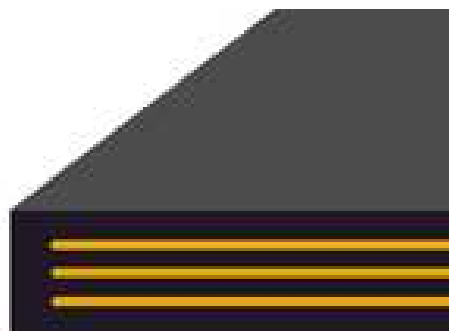


Obr. 1.1 Ocelokordový dopravní pás [3]

„Pryžotextilní dopravní pásy (Obr.1.2) jsou pásy vyrobené z gumových krycích vrstev, gumových okrajů a gumotextilního jádra. Jádro může obsahovat 2 až 6 textilních vložek.“[3] Dopravní pásy s textilní kostrou jsou vhodné pro většinu průmyslových aplikací. Tyto pásy lze použít ve všech oblastech dopravy.

Dopravní pásy s polyamidovou (P) kostrou mají vysokou elasticitu, pevnost v tahu a vysokou odolnost vůči průrazům, a proto jsou vhodné pro dopravu velkých nákladů na střední a dlouhé vzdálenosti.

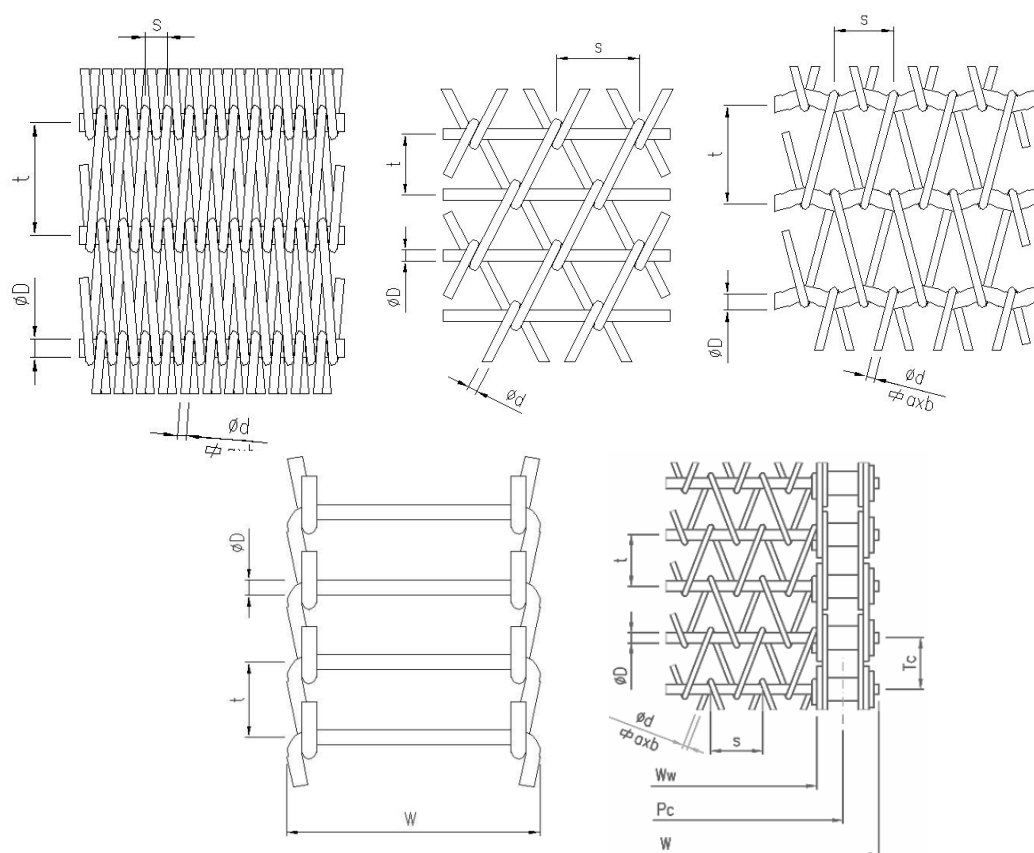
Dopravní pásy s polyamidovou (EP) kostrou mají vysoký modul pružnosti s malou průtažností. Pásy mají dobrou teplotní stabilitu a jsou vhodné pro přepravu nákladů na střední a dlouhé vzdálenosti při vyšších rychlostech.



Obr.1.2 Pryžotextilní dopravní pás [3]

PVC a PU dopravní pásy se používají ve všech odvětvích průmyslu především pro přepravu potravinářských produktů, sypkých materiálů a balených produktů. PVC a PU dopravní pásy se vyznačují nízkou hmotností, vysokou pevností a vysokou odolností proti opotřebení. Jsou vhodné pro aplikace s malými průměry bubnů.

Ocelové pásy se užívají se všude tam, kde klasické dopravní pásy přestávají plnit svou funkci. Předměty dopravované po drátěných dopravních pásích mohou být rozličné hmotnosti, velikosti, tuhosti, vlhkosti a agresivnosti. „Pásy lze užívat při teplotách -50°C až $+100^{\circ}\text{C}$, na linkách s přísnými hygienickými požadavky, v opačném extrému v těžkých a teplých provozech.“[4] Splnění takových požadavků zajistí vhodně zvolený typ pásu spolu s jakostí použitého materiálu. „Drátěné dopravní pásy jsou vyráběny převážně z drátů kruhového průřezu v jakosti, nejlépe odpovídající účelu použití a provozním podmínkám: ocel třídy 11 a 12 - bez povrchové úpravy; pozinkovaný drát, nerezová ocel třídy 17, odolná proti vlhkosti a kyselinám žáruvzdorná ocel třídy 17, odolná proti vlhkosti, kyselinám a vysokým teplotám.“[4] Příklady možných provedení pásu jsou uvedeny na obrázku 1.3.



Obr. 1.3 Ocelové dopravní pásy [4]

1.2 Rešerše na téma otáčivé ústrojí

Otočná uložení jsou strojní části, jejichž hlavní funkcí je vymezit vzájemnou polohu dvou částí stroje s důrazem na umožnění jejich vzájemného otočného pohybu. „Musí zaručit spolehlivý přenos sil a momentů mezi horní a spodní částí stroje. Přitom musí být odpory proti otáčení co nejmenší.“[5]

Používány jsou tyto způsoby otočného uložení:

- systém s centrálním čepem
- hydraulicky podepřená otočová pojezdová vahadla
- kulová dráha
- velkorozměrová valivá ložiska

1.2.1 Systém s centrálním čepem

Horní otočná stavba je středěna na rám pomocí centrálního čepu. Tento čep zachycuje radiální sílu. Axiální sílu a klopný moment zachycuje soustava soudečkových případně kuželových kladek, které jsou umístěny na horní stavbě. Kladky bývají uloženy na vahadlech. Tento systém ještě lze rozdělit na málokladkový a mnohokladkový.

1.2.2 Hydraulicky podepřená otočová pojezdová vahadla

Pomocí hydraulicky podepřených otočových pojezdových vahadel, sdružených většinou do čtyřskupin po obvodu otoče, dosahujeme vyrovnání svislého zatížení, působícího z otočné horní stavby, pomocí tlakového média přiváděného do hydraulických válců vahadel.

„U hydraulicky podepřeného vahadla je otočové pojezdové vahadlo upevněno na otočné horní stavbě a pojezdová kolejnice na spodní stavbě.“[5] Je možné i opačné řešení, kdy je pojezdová kolejnice upevněna na otočné horní stavbě, tj. na její otočové desce, a otočová pojezdová vahadla jsou upevněna na spodní stavbě.

1.2.3 Kulová dráha

Kulová dráha připomíná valivé axiální ložisko, ale existují podstatné odlišnosti.

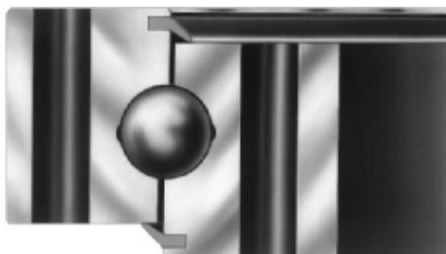
- Kroužky kulových drah jsou vždy dělené.
- Otáčky jsou nízké.
- Kulová dráha se za provozu pouze pootáčí o určitý úhel.
- Zabezpečuje stabilitu horní stavby stroje.
- Vznikají problémy s utěsněním proti vniku nečistot.
- Vyžaduje se větší životnost a nízké nároky na údržbu.
- Je zde velký počet valivých těles.

„Kulové dráhy se využívá zejména u velkostrojů pro lomovou těžbu a zakládání. Vyrábí se pro velké rozměry a zatížení.“[5] Průměr až 30 metrů a zatížení až 4000 tun. Vlastní provedení bývá jedno, případně dvouřadé. Ozubený věnec může být proveden jako vnitřní nebo vnější a je součástí jednoho z kroužků kulové dráhy. Pro správnou funkci kulové dráhy je nutná rovinnost ploch konstrukce, na níž dosedají kroužky kulové dráhy. Kroužky jsou tvořeny segmenty z legovaných ocelí. K mazání kulových drah se používá plastických maziv, případně se používá kapalné mazivo a oběhové mazání. Pro dodržení stálé rozteče mezi koulemi se využívá distančních elementů, případně klec.

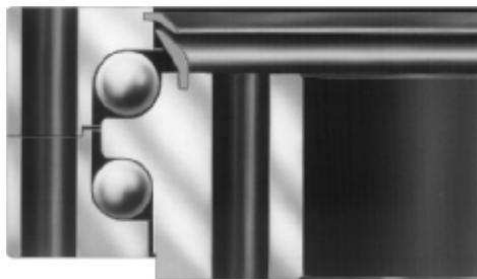
1.2.4 Velkorozměrová valivá ložiska

Tyto ložiska jsou používána především u strojů pro zemní práce, zejména u hydraulických lopatových rypadel, kdy tato ložiska tvoří spojovací otočný prvek mezi horní otočnou stavbou a podvozkem. „Jsou vhodná pro přenos velkých klopných momentů a velkých radiálních i axiálních sil.“[5] Je možné provedení s vnitřním nebo vnějším ozubením, případně úplně bez ozubení. Často umožňují eliminaci mnoha součástí, které se používají při řešení uložení s použitím klasických ložisek. K jejich hlavním výhodám patří kompaktní konstrukce, možnost extrémních klopných momentů při značném axiálním a radiálním zatížení a opláštění, které zabraňuje vniknutí nečistot a zajišťuje optimální mazací podmínky.

Konstrukčně jsou velkorozměrová ložiska většinou řešena jako třídílná. Velkorozměrová ložiska lze rozdělit podle těles přenášejících hlavní zatížení na kuličková a válečková. Velkorozměrová ložiska mají množství konstrukčních řešení. Například kuličkové čtyřbodové (Obr. 1.4), kuličkové dvouřadé (Obr. 1.5), válečkové (Obr. 1.6), kombinace válečkového s kuličkovým (Obr. 1.7), se zkříženými válečky (Obr. 1.8) atd.



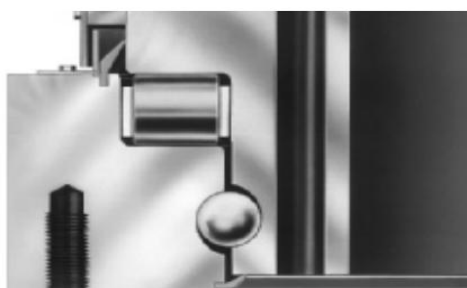
Obr. 1.4 Kuličkové čtyřbodové uspořádání [6]



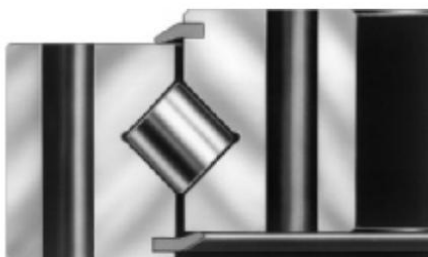
Obr. 1.5 Kuličkové dvouřadé uspořádání [6]



Obr. 1.6 Válečkové uspořádání [6]



Obr. 1.7 Kombinace kuličkového a válečkového uspořádání[6]



Obr. 1.8 Uspořádání se zkříženými válečky[6]

2 Návrh konstrukce otoče

Otoč navrhují pro firmu JAKOS s.r.o. jako rozšíření současného nabízeného sortimentu. Z řad zákazníků je největší zájem o pásové dopravníky pro transport vlhkého písku. Na tuto skutečnost bude brán ve výpočtech zřetel. Při návrhu budu řešit výběr vhodného otočného systému, jeho následnou kontrolu a výběr vhodného pohonu. Dále se budu zabývat návrhem připojovacích elementů jak k nosnému sloupu (spodní stavba), tak i k samotnému pásovému dopravníku (horní stavba).

2.1 Volba druhu a velikosti otočného systému

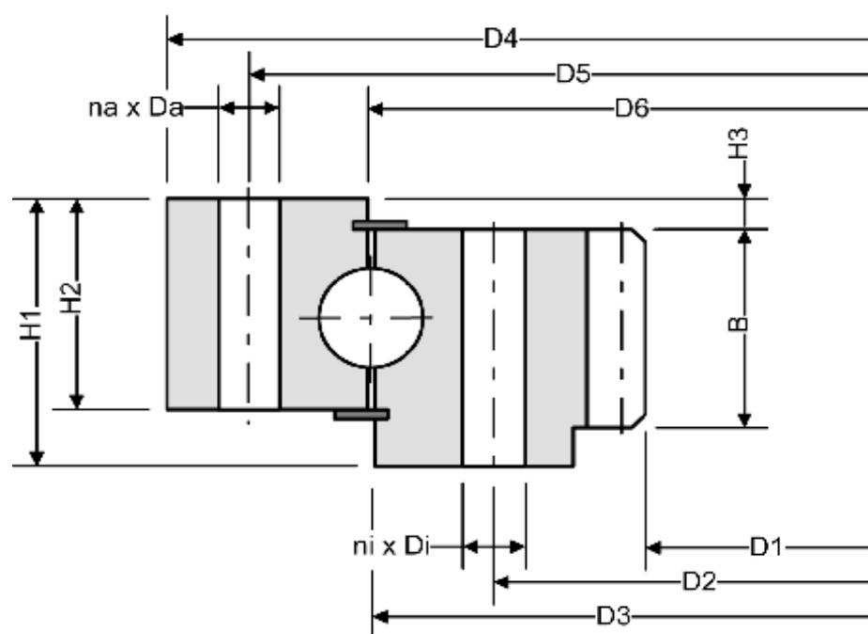
Při výběru vhodného otočného systému pro danou aplikaci je nutné nejdříve zjistit a analyzovat všechny požadavky kladené na uložení a stanovit priority jednotlivých požadavků, podle kterých bude uložení posuzované. Potom vybrat vhodný typ, velikost a dořešit uložení včetně optimalizace konstrukce připojovacích částí a pokynů pro montáž a údržbu.

Pro rozhodnutí o velikosti a konstrukčním vyhotovení je potřebné znát následující údaje:

- velikost, směr a časový průběh provozních zatížení,
- požadovaná trvanlivost,
- provozní frekvence otáčení, počet otočení za jednotku času,
- požadavky na přesnost, lehkost chodu a tuhost uložení,
- požadavky na upevnění ložiska,
- požadavky na ozubení,
- charakteristiku pracovního prostředí,
- nároky na montáž, demontáž a údržbu otoče.

Uvedené údaje jsou zároveň kritérii pro posouzení vhodnosti otoče pro danou aplikaci. Priorita jednotlivých kritérií je různá a závisí na požadavcích kladených na uložení jako celek. „Ve většině případů jsou otoče používány pro zařízení s cyklickou činností, anebo při poměrně malé frekvenci otáčení.“[7] Z uvedeného vyplývá, že většinou je hlavním kritériem spolehlivý přenos zatížení, tj. dostatečná únosnost oběžných drah, ozubení a upevňovacích šroubů.

Jako otočný systém volím velkorozměrové valivé ložisko (otoč) od společnosti Liebherr s označením KUD34. Velkorozměrové valivé ložisko používá kuličkové čtyřbodové uspořádání a má vnitřní ozubený věnec. Uchycení otoče ke spodní stavbě je realizováno šrouby M16, které jsou zašroubovány přímo do vnitřního kroužku ložiska (díry vnitřního kroužku jsou opatřeny závitem). Vnější kroužek ložiska je opatřen hladkými průchozími dírami a uchycení k horní stavbě je provedeno šrouby M16 s maticemi. Schéma otoče a tabulka s rozměry je uvedeno na obrázku 2.1, resp. v Tab.1.



Obr. 2.1 Schéma otoče[8]

	D1	D2	D3	D4	D5	D6	H1	H2	H3	B	NaxDa	NixDi
KUD24	962	1045	1085	1185	1145	1090	73	48	8	65	40x18	40xM16

Tab.1 Tabulka rozměrů

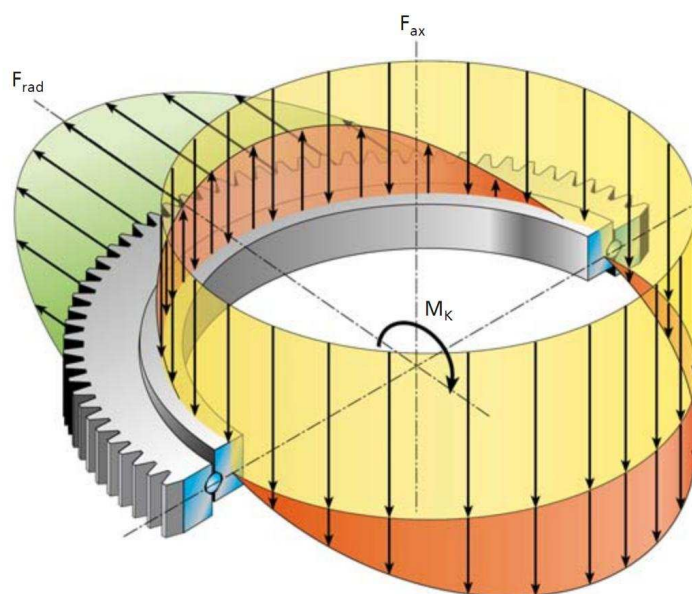
Otoče umožňují přenášet kombinované zatížení (Obr. 2.2), tj. axiální, radiální a klopné momenty od excentrického působení těchto sil. Z hlediska působení vnějších sil a funkce ložiska v příslušném uzlu nebo celku rozlišujeme tyto typy zatížení otoče:

- dynamické zatížení ložiska - ložiskové kroužky se vůči sobě otáčejí a ložisko je za tohoto stavu vystaveno působení vnějších sil.
- statické zatížení ložiska - ložiskové kroužky se buď navzájem nepohybují, nebo se pohybují velmi pomalu. Ložisko přenáší kývavý pohyb nebo vnější síly působí po dobu kratší než je čas jedné otáčky ložiska.

Hodnoty těchto mezních hodnot jsou uvedeny v Tab.2.

	modul	počet zubů	max.dyn.moment M _{dyn}	max.stat. moment M _{stat}	max.klopný moment@ax.zatížení
KUD34	9mm	106	34100 Nm	110100 Nm	829kNm@192kN

Tab.2 Mezní hodnoty zatížení

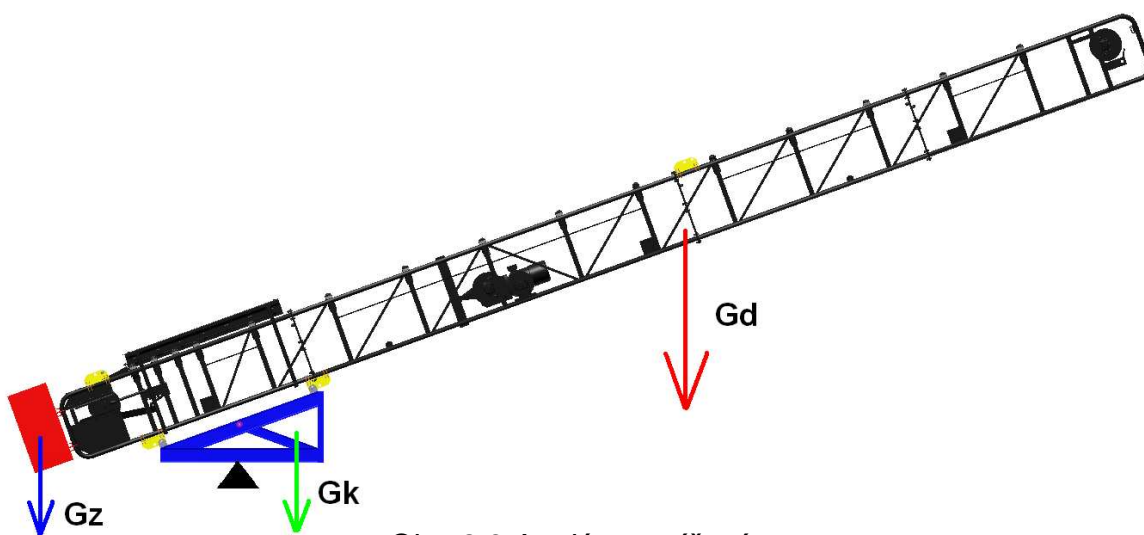


Obr. 2.2 Přenášená zatížení [9]

2.3 Výpočet působících zatížení

2.3.1 Výpočet klopného momentu

Klopný moment je způsobován výstředně působící osovou silou způsobenou hmotností pásového dopravníku a samotné otoče (Obr. 2.3). Účinky tohoto momentu snižuje ocelová zátěžová vana zavěšená na konci pásového dopravníku u napínacího bubnu (Obr.2.4). Umístění tohoto protizávaží za osou otáčení vyvolává klopný moment opačně orientovaný než je hlavní klopný moment. Tyto dva momenty se navzájem odečtou a sníží se tak výsledný klopný moment.



Obr. 2.3 Analýza zatížení



Obr. 2.4 Zátěžová vana

2.3.1.1 Klopný moment

$$M_k = m_K \cdot g \cdot l_k + (m_D + m_{DN}) \cdot g \cdot l_d - m_z \cdot g \cdot l_z$$

$$M_k = 238 \cdot 9,81 \cdot 1,37 + (1657 + 2236) \cdot 9,81 \cdot 5,61 - 500 \cdot 9,81 \cdot 1,8$$

$$M_k = 217446 \text{ Nm}$$

2.3.1.2 Výpočet hmotnosti náplně pásu

$$m_{DN} = S \cdot L_D \cdot \rho$$

$$m_{DN} = 0,086 \cdot 13 \cdot 2000$$

$$m_{DN} = 2236 \text{ kg}$$

Největší plocha průřezu náplně S pásu závisí na:

➤ využitelné ložné šířce pásu b , která je dána funkcí šířky pásu B :

$$b = 0,9 \cdot B - 0,050$$

$$b = 0,9 \cdot 800 - 0,050$$

$$b = 719,95 \text{ mm}$$

➤ tvaru korýtko, tj. počtu a rozměrech válečků a jejich uspořádání,

➤ tvaru vrchlíku průřezu náplně pásu, který je charakterizován dynamickým sypným úhlem ψ_{dyn} :

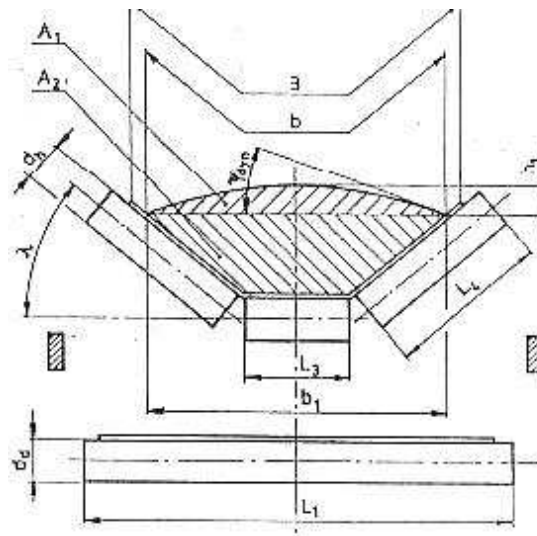
$$\psi_{\text{dyn}} = 0,75 \cdot \alpha$$

$$\psi_{\text{dyn}} = 0,75 \cdot 35$$

$$\psi_{\text{dyn}} = 26,25^\circ$$

Tvar ložného profilu (Obr. 2.5) je dán uspořádáním válečků ve válečkové stolicí, přičemž „průřez náplně pásu S závisí na šířce pásu B a tvaru ložného profilu.“[1] Pásový dopravník, pro který otoč navrhuji, má tříválečkové uspořádání a šířka pásu je 800mm.

Pro vodorovné dopravní pásy s tříválečkovou stolicí lze celkovou plochu průřezu náplně pásu S určit pomocí dynamického sypného úhlu ψ_{dyn} a sečtením horní části S_1 a dolní části S_2 .



Obr. 2.5 Tvar ložného profilu [1]

2.3.1.3 Horní plocha náplně S_1

$$S_1 = 1,67 \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} \cdot 10^{-7}$$

$$S_1 = 1,67 \cdot 665,697^2 \cdot \operatorname{tg} 26,25 \cdot 10^{-7}$$

$$S_1 = 0,0364 m^2$$

kde b_1 je dána vztahem:

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda + l \cdot (1 - \cos \lambda)$$

$$b_1 = 719,95 \cdot \cos 30 + 315 \cdot (1 - \cos 30)$$

$$b_1 = 665,697 mm$$

2.3.1.4 Dolní plocha náplně S_2

$$S_2 = 2,5 \cdot (b_1^2 - l^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda \cdot 10^{-7}$$

$$S_2 = 2,5 \cdot (665,697^2 - 315^2) \cdot \operatorname{tg} 30 \cdot 10^{-7}$$

$$S_2 = 0,0496 m^2$$

2.3.1.5 Celková plocha průřezu

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0364 + 0,0496$$

$$S = 0,086 m^2$$

2.3.2 Výpočet axiální síly

Axiální síla působící na ložisko je způsobována gravitačními účinky vyvolanými hmotnostmi pásového dopravníku, transportovaného materiálu a horní stavby otoče.

$$F_a = m_K \cdot g + m_D \cdot g$$

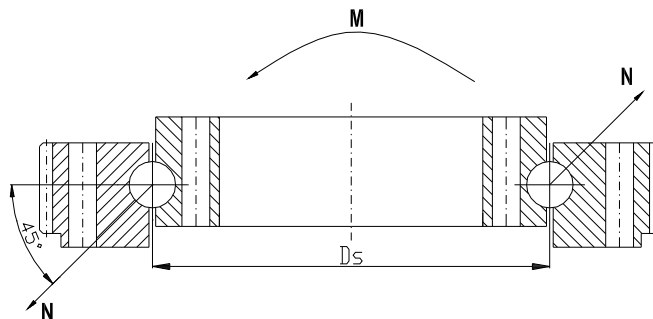
$$F_a = 186 \cdot 9,81 + 3000 \cdot 9,81$$

$$F_a = 31254 \text{ N}$$

Při porovnání hodnot vypočtených v bodech 2.3.1 a 2.3.2 s tabulkou mezních zatížení (Tab.2, uvedenou výše) je patrné, že vybraná otoč bezpečně **vyhovuje** kladeným provozním požadavkům.

2.4 Volba pohonu otoče

2.4.1 Výpočet reakce N působící na ložisko



Obr. 2.6 Zatížení ložiska

$$N = \frac{M_k}{D_s \cdot \cos \alpha}$$

$$N = \frac{217446}{1,0875 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$N = 282773 \text{ N}$$

2.4.2. Třecí moment ložiska vyvolaný pasivními odpory při otáčení

Jako v každém ložisku i ve velkorozměrových ložiscích působí odpory proti pohybu kroužků. Tyto odpory se skládají z valivého tření, smykového tření a vnitřního tření v mazivu. Valivé tření nastává při odvalování valivých elementů ložiska. Smykové tření vzniká mezi valivými elementy a distanční klecí a v místech styku ložiskového kroužku a těsnění. Vnitřní tření v mazivu se se snižující rychlostí také snižuje.

$$M_{st} = f \cdot 2 \cdot N \cdot \frac{D_s}{2}$$
$$M_{st} = 0,01 \cdot 2 \cdot 282773 \cdot \frac{1,0875}{2}$$
$$M_{st} = 3075 Nm$$

2.4.3 Výpočet výkonu pohonu

$$P = \frac{M_{st}}{60 \cdot \eta_c} \cdot \omega$$
$$P = \frac{3075}{60 \cdot 0,5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,5$$
$$P = 522 W$$

2.4.4 Volba pohonu otoče

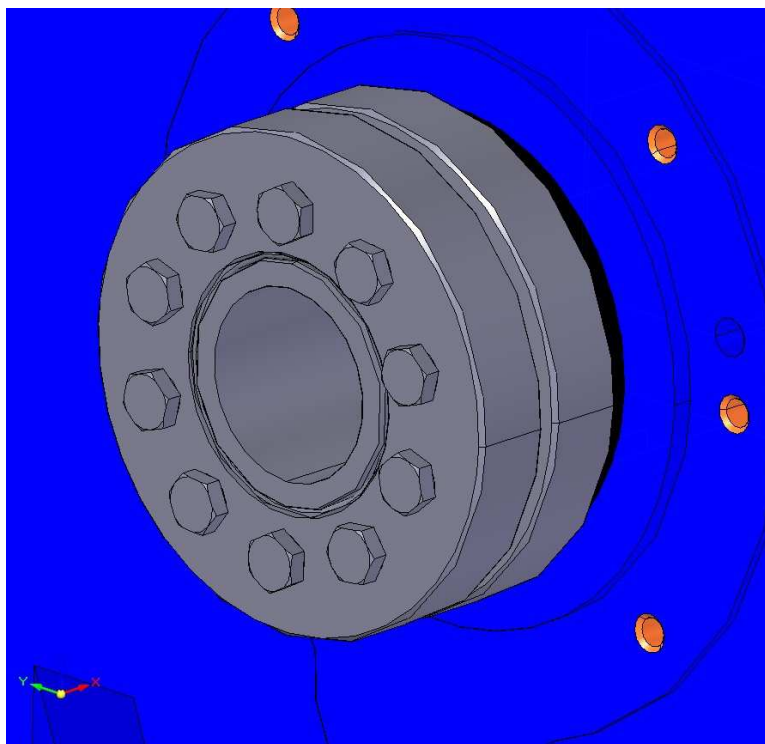
Otoč lze pohánět hydraulicky nebo elektricky. Rozhodují se pro elektropohon od firmy SEW Eurodrive. A to z těchto důvodů:

- Fa Jakos využívá ve všech nabízených aplikacích výhradně elektropohony SEW Eurodrive, tím odpadá nutnost kooperace s novými subdodavateli.
- Pohon dopravníku je řešen elektromotorem.
- Odpadá nutnost instalace hydraulických rozvodů.
- Využití elektromotoru je z ekonomického hlediska výhodnější.

Základní údaje elektropohonu KHF 97R57 DT90L4

- Výkon $P=1,1$ kW
- Otáčky motoru $n_m=1\,400$ ot/min
- Maximální výstupní krouticí moment na převodovce $M_a=4\,300$ Nm
- Otáčky převodovky $n_p=2,5$ ot/min
- Převodový poměr převodovky $i_p=562$
- Servisní faktor $s_f=1,00$
- Moment setrvačnosti motoru $J_m=0,0025$ kg/m²

KHF 97R57 DT90L4 je kuželočelní elektropohon. Výstupní hřídel z převodovky je řešena jako dutá. Pro spojení převodovky a pastorku použijí svěrné pouzdro (Obr. 2.7). Svěrné pouzdro použijí kvůli její jednodušší demontáži. Při použití běžného spojení pomocí těsného pera dochází k zareznutí spoje a téměř nemožné demontáži. Použitím svěrného pouzdra tyto obtíže odpadají. K uvolnění spoje dojde povolením šroubů.



Obr. 2.7 Svěrné pouzdro [10]

2.4.5 Kontrola zvoleného pohonu

2.4.5.1 Výpočet převodového poměru otoče

$$\begin{aligned}i_o &= n_p \cdot n_v \\i_o &= 2,5 \cdot 0,5 \\i_o &= 5\end{aligned}$$

2.4.5.2 Počet zubů pastorku

$$\begin{aligned}i_o &= \frac{z_v}{z_p} \Rightarrow z_p = \frac{z_v}{i_o} \\z_p &= \frac{106}{5} \\z_p &= 21,2 \Rightarrow 21 \text{ zubů}\end{aligned}$$

2.4.5.3 Úhlové zrychlení otoče

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n_o}{60 \cdot t_r} \\ \varepsilon &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,5}{60 \cdot 1} \\ \varepsilon &= 0,052 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}\end{aligned}$$

2.4.5.4 Moment setrvačnosti dopravníku:

$$\begin{aligned}J_D &= \frac{1}{12} \cdot m_D \cdot l_D^2 + m_D \cdot y_1^2 \\ J_D &= \frac{1}{12} \cdot 1657 \cdot 13^2 + 1657 \cdot 1,17^2 \\ J_D &= 25604,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}$$

2.4.5.5 Moment setrvačnosti dopravované hmoty

$$\begin{aligned}J_M &= \frac{1}{12} \cdot m_M \cdot l_M^2 + m_M \cdot y_1^2 \\ J_M &= \frac{1}{12} \cdot 2236 \cdot 10^2 + 2236 \cdot 2,37^2 \\ J_M &= 31192,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}$$

2.4.5.6 Celkový moment setrvačnosti

$$J_c = J_D + J_M$$

$$J_c = 25604,3 + 31192,7$$

$$J_c = 56797 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

2.4.5.7 Výpočet setrvačného momentu rotujících hmot kolem osy otáčení

$$M_{ir1} = J_c \cdot \varepsilon$$

$$M_{ir1} = 56797 \cdot 0,052$$

$$M_{ir1} = 2953,4 \text{ Nm}$$

2.4.5.8 Výpočet momentu setrvačnosti všech ostatních rotujících hmot redukovaných na hřídel motoru

$$M_{ir2} = 1,1 \cdot \frac{J_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r}$$

$$M_{ir2} = 1,1 \cdot \frac{0,0025 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1400}{60 \cdot 1}$$

$$M_{ir2} = 1,03 \text{ Nm}$$

2.4.5.9 Výpočet rozběhového momentu motoru

$$M_r = (M_{st} + M_{ir1}) \cdot \frac{1}{i_o \cdot \eta_c} + M_{ir2}$$

$$M_r = (3075 + 2953,4) \cdot \frac{1}{5 \cdot 0,5} + 1,03$$

$$M_r = 2412,4 \text{ Nm}$$

$$M_r < M_a$$

$$2412,4 < 4300 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

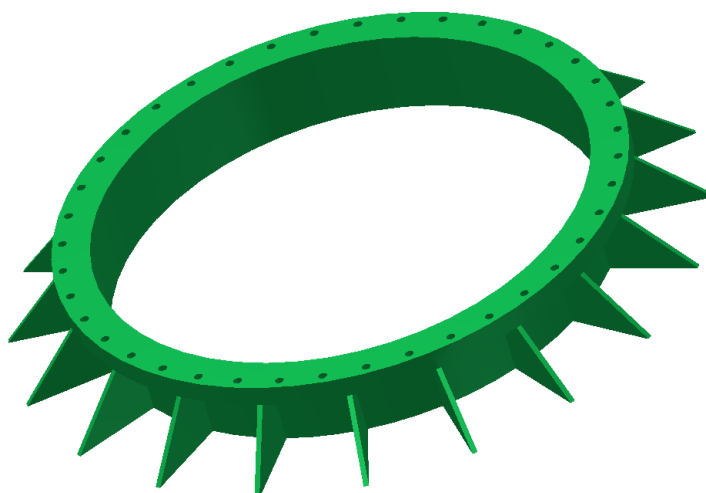
Vypočtený potřebný rozběhový moment je menší než skutečný moment pohonu.
Zvolený pohon KHF 97R57 DT90L4 **vyhovuje**.

2.5 Konstrukční řešení připojovacích dílů

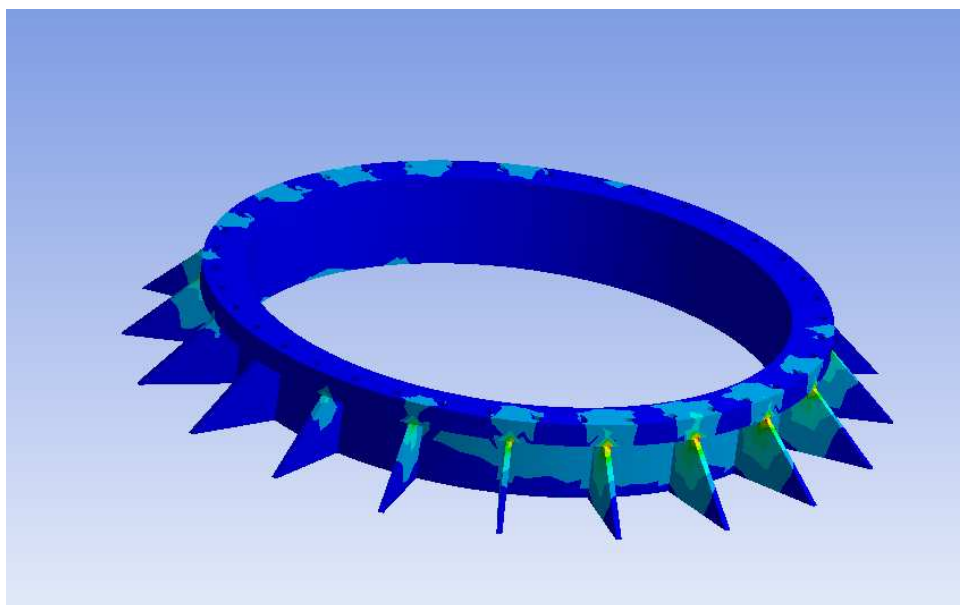
V této části budu řešit konstrukční provedení připojovacích dílů otočného systému k nosnému sloupu (spodní stavba) a k samotnému pásovému dopravníku (horní stavba). Navržené části jsou zkontrolovány systémem MKP Ansys. Nutno podotknout, že kontrola je pouze zjednodušená. Reálný výpočet by vyžadoval hlubší analýzu problému.

2.5.1 Spodní stavba

Spodní stavba (Obr.2.8) slouží k připojení otočného systému k desce nosného sloupu. Je provedena jako příruba a pro zvýšení stability je opatřena žebrováním. Tento celek bude k desce nosného sloupu přivařen. Příruba je provedena dle doporučení výrobce otočného systému a je zkontrolována pomocí systému MKP. Grafický výstup z MKP systému je na obrázku 2.9.

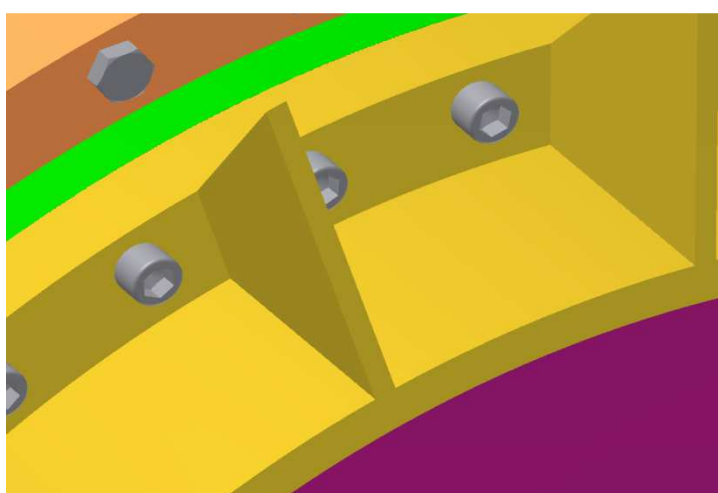


Obr. 2.8 Spodní stavba



Obr. 2.9 Výsledek MKP

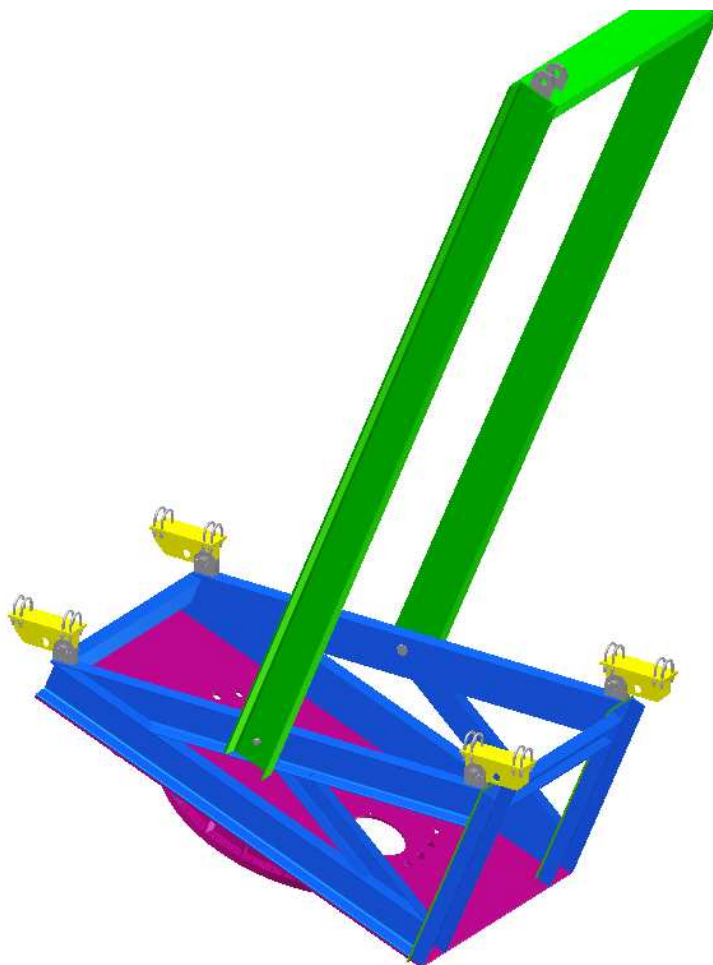
Příruba je připevněna k vnitřnímu ozubenému věnci otočného systému. Ten je opatřen dírami se závitem. Otočný systém je k přírubě připevněn pomocí šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Šrouby s válcovou hlavou volím kvůli menší náročnosti na montážní prostor oproti běžně používaným šroubům s vnějším šestihranem. Přivařením žeber se totiž zmenšil montážní prostor šroubů (Obr.2.10) a jejich dotažení by mohlo být problematické.



Obr. 2.10 Zmenšený montážní prostor

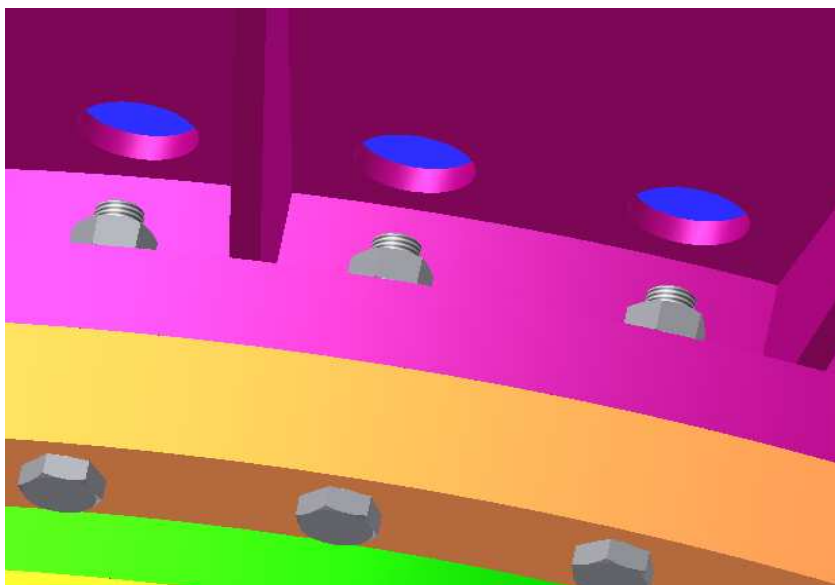
2.5.2 Horní stavba

Horní stavba (Obr.2.11) slouží k upevnění otočného mechanismu k pásovému dopravníku. Upevnění k otočnému mechanismu je realizováno opět pomocí příruby, která je navržena dle doporučení výrobce otočného systému. Horní stavba je přichycena k vnějšímu neozubenému věnci otočného systému. Toto upevnění je provedeno šrouby s maticemi.



Obr. 2.11 Horní stavba

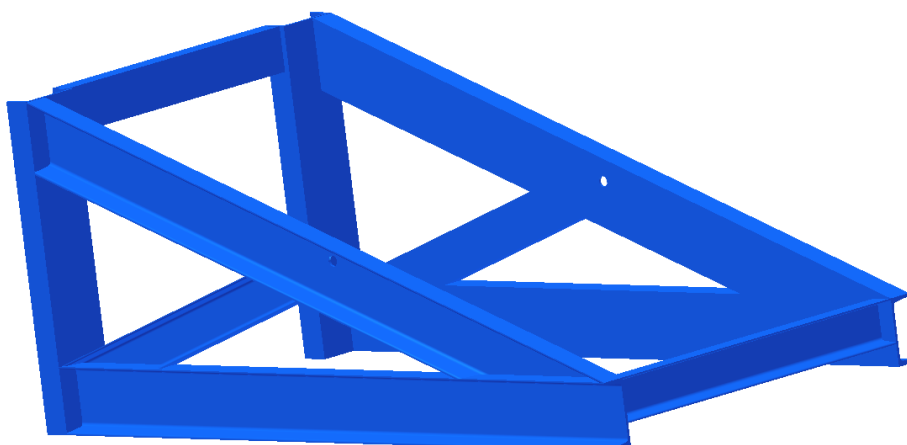
Pro usnadnění montáže je vrchní deska opatřena otvory pro vložení nástrčného klíče (Obr.2.12).



Obr. 2.12 Montážní otvory

K horní desce je připevněn zvolený motor od firmy SEW Eurodrive. Motor je opatřen přírubou a k desce je upevněn pomocí čtyř šroubů.

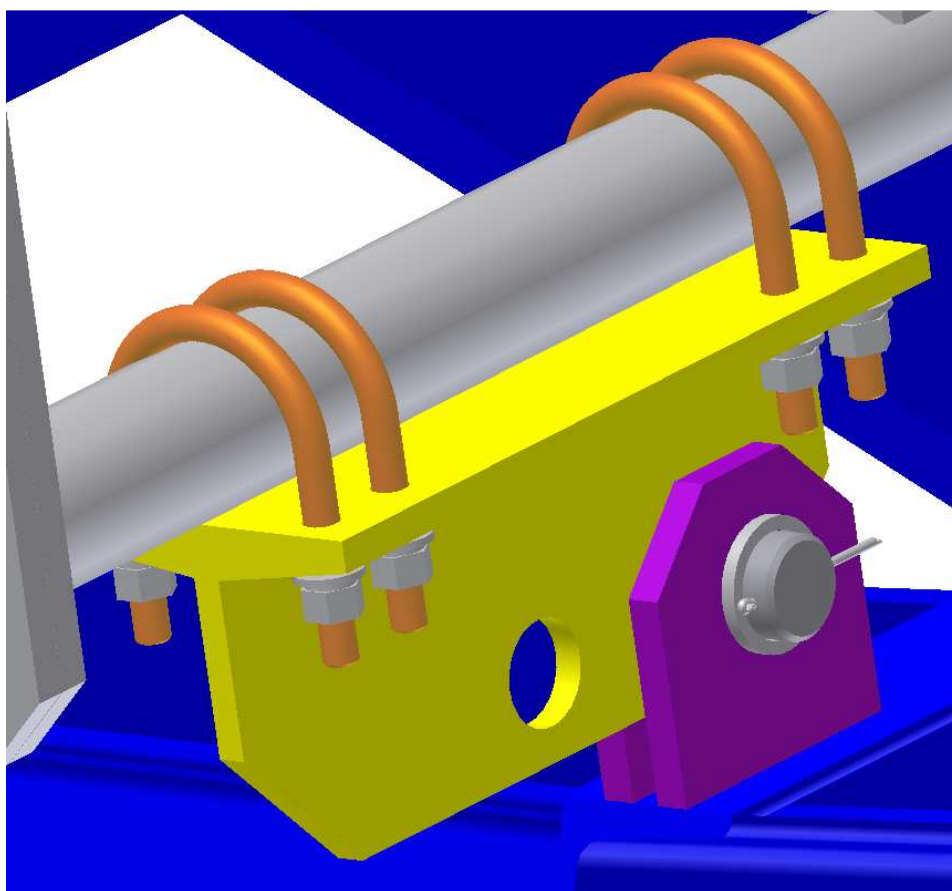
Jelikož byl požadavek na sklon pásového dopravníku pod úhlem 20° , bylo nutné navrhnout konstrukci, která zajistí tuto polohu pásového dopravníku. Navrhl jsem jednoduchou příhradovou konstrukci svařenou z normalizovaných válcovaných ocelových U profilů (Obr.2.13). Tato konstrukce je přivařena k horní desce.



Obr. 2.13 Nosná konstrukce

Pásový dopravník je k této konstrukci připevněn pomocí ok a kleštín (Obr.2.14). Tyto součásti jsou ve firmě běžně používané jak pro upevňování samotných dopravníků, tak i komponentů a příslušenství na ně. Oka a kleština jsou vzájemně otočně spojeny čepem.

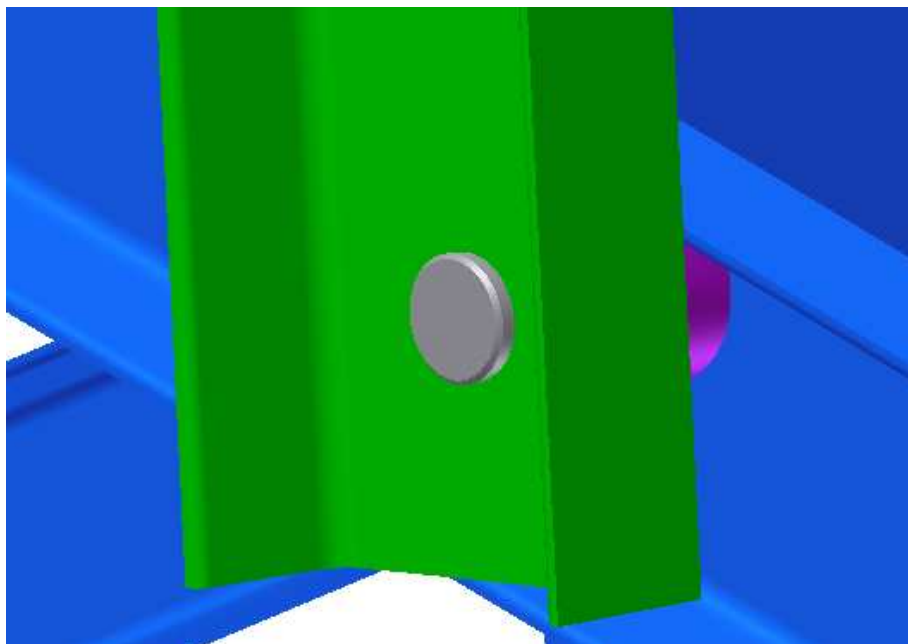
Oko je jednoduchá součást z ocelového plechu opatřená dírou pro čep. Kleština se skládá z více součástí. Základ tvoří úchyt zhotovený z válcovaného T profilu. Připevnění úchyty k trubkám dopravníku je provedeno pomocí třmenů s maticemi. Přitahováním matic třmenů dochází k zajištění požadované polohy.



Obr. 2.14 Detail uchycení dopravníku

Pásový dopravník je dlouhý 13 metrů, ale dovolené vyložení bez podepření je pouze 8 metrů. Tento problém jsem vyřešil systémem ocelových lan. Lana jsou spuštěna ze sloupu umístěného na příhradové konstrukci. Tento sloup je opět svařen z normalizovaných U profilů a ke konstrukci není přivařen, ale je uložen na otočných

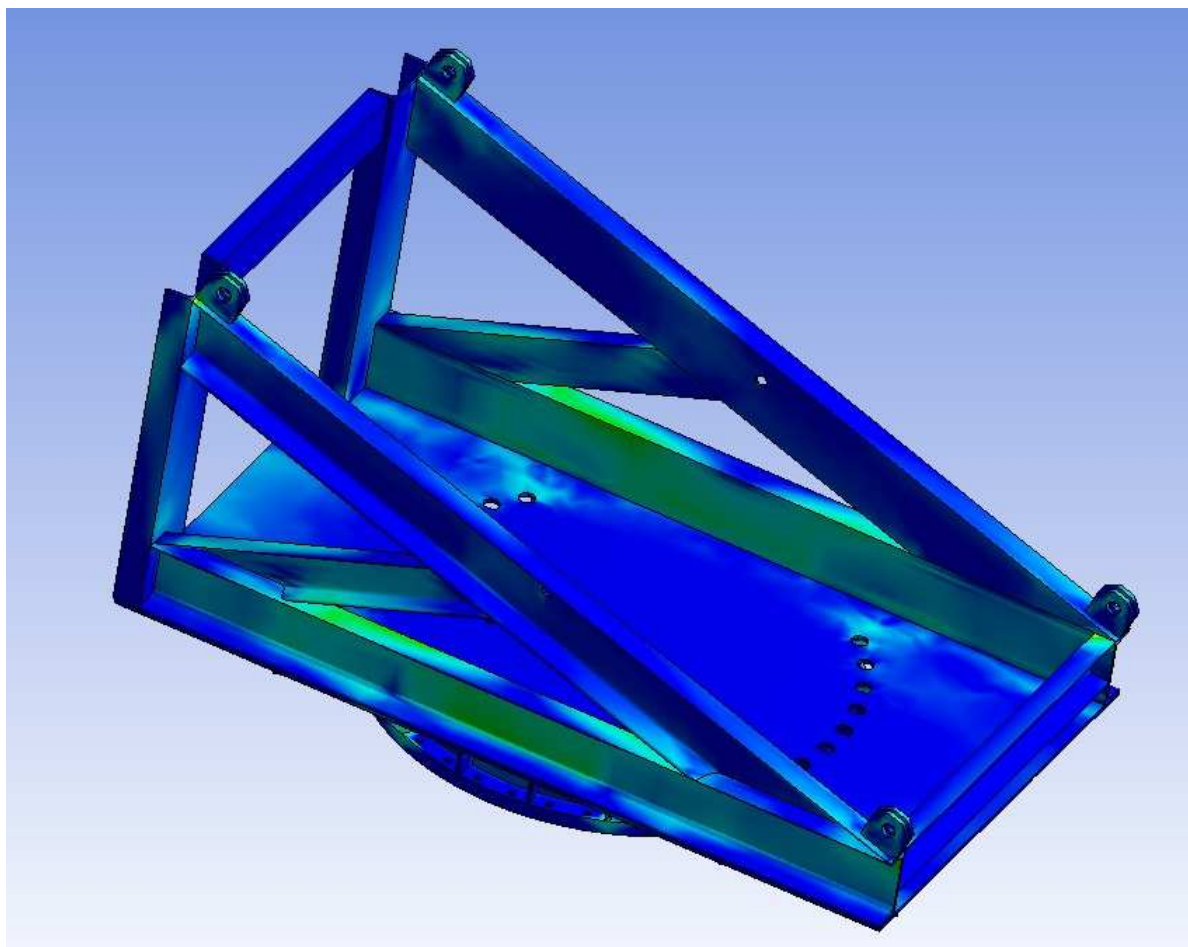
čepech (Obr.2.15). Toto provedení jsem zvolil kvůli tahům v lanech při zvýšeném namáhání. Zvýšené namáhání může být způsobeno např. námrazou nebo větrem. Zvýšené tahy v lanech by mohly vést k vylamování svarů. Otočné uložení na čepech tento problém řeší.



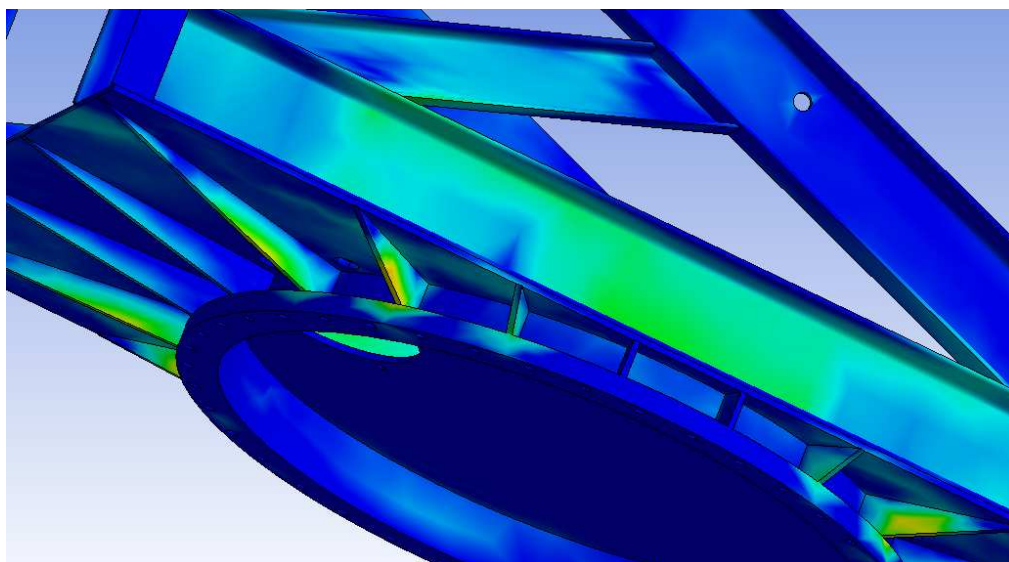
Obr. 2.15 Uložení sloupu na čepu

Lana jsou napínána šroubovými napínáky. Tyto napínáky jsou na koncích opatřeny háky. Pomocí háku je lano zaháknuto v oku přivařeném na horní části sloupu. K pásovému dopravníku je lano přichyceno opět pomocí kleštiny.

Sestavení horní stavby jsem opět kontroloval systémem MKP. Grafický výstup je zobrazen na obrázku 2.16, resp. 2.17. Pro větší přehlednost není vyobrazen lanový sloup, kleštiny pro připevnění dopravníku a pohon otoče. Deformace součástí nejsou zobrazeny.



Obr. 2.16 Výsledek MKP

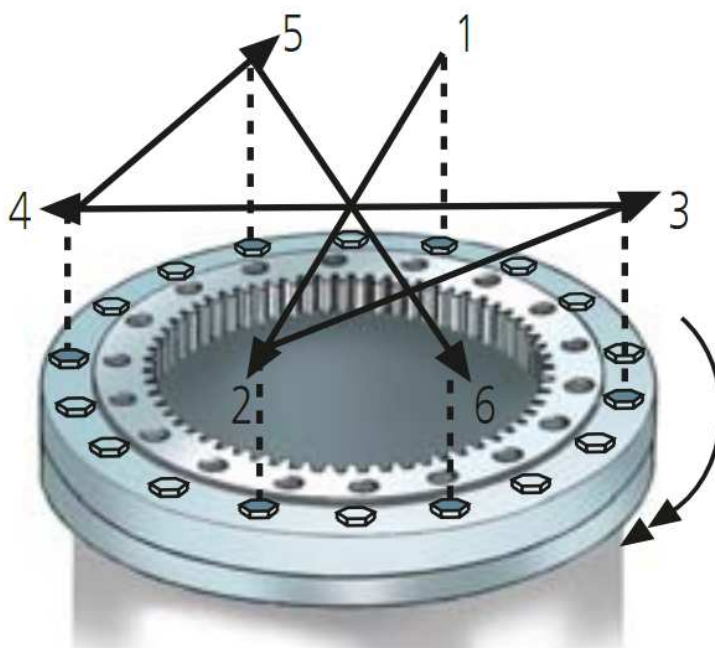


Obr. 2.17 Výsledek MKP-detail zatížení žeber

3. Montáž otočného systému

Při montáži je nutné dbát na vhodné umístění plnicích otvorů maznic. Neměli by se nacházet v místě s největším zatížením. Dále je nutné kontrolovat, zda dosedací plochy jsou dokonale rovinné a spolehlivě na sebe dosedají.

Při dotahování šroubů je nutné postupovat podle následujícího schématu (Obr.3.1). Utahování šroubů probíhá ve třech krocích - 30%, 80% a 100% utahovacího momentu.



Obr. 3.1 Utahovací schéma [9]

Po instalaci otočného systému je nutné zkontrolovat stav maziva a dosedací plochy těsnících manžet.

4 Závěr

V mé práci jsem řešil konstrukční návrh otočného uložení pásového dopravníku pro transport mokrého písku (Obr. 4.1, 4.2). Při návrhu jsem vycházel ze zadaných parametrů. Rozhodl jsem se pro použití velkorozměrového valivého ložiska jako otočného systému. Výrobce ložiska je fa Liebherr. Tuto firmu jsem volil z důvodu její dřívější spolupráce fy JAKOS. Ložisko pro přenos zatížení používá kuličkové uspořádání se čtyřbodovým stykem

Volil jsem jej pro:

- velký rozsah přenášených zatížení,
- jednoduchou montáž,
- malou montážní výšku a s tím související eliminace přidavných zatížení.
- Ostatní otočné systémy jsou vhodné zejména pro velkstroje.

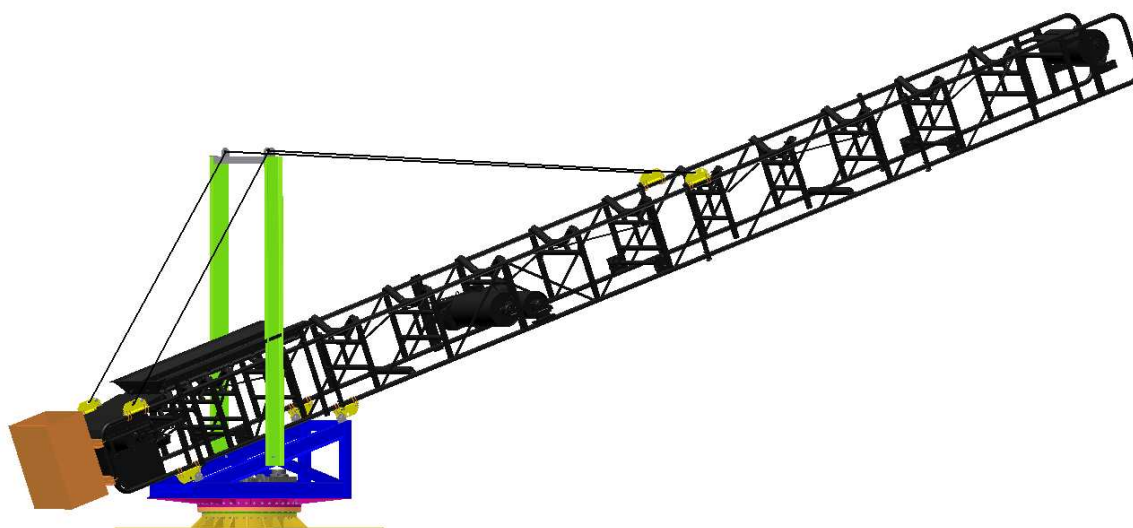
K upevnění ložiska jsem navrhl komponenty dle doporučení výrobce ložiska a vhodně jsem je upravil k použití pro danou aplikaci.

Jako pohon mechanismu jsem volil pohon (kombinaci el. motoru s převodovkou) fy SEW Eurodrive. Tyto pohony jsou ve firmě JAKOS prioritně používány.

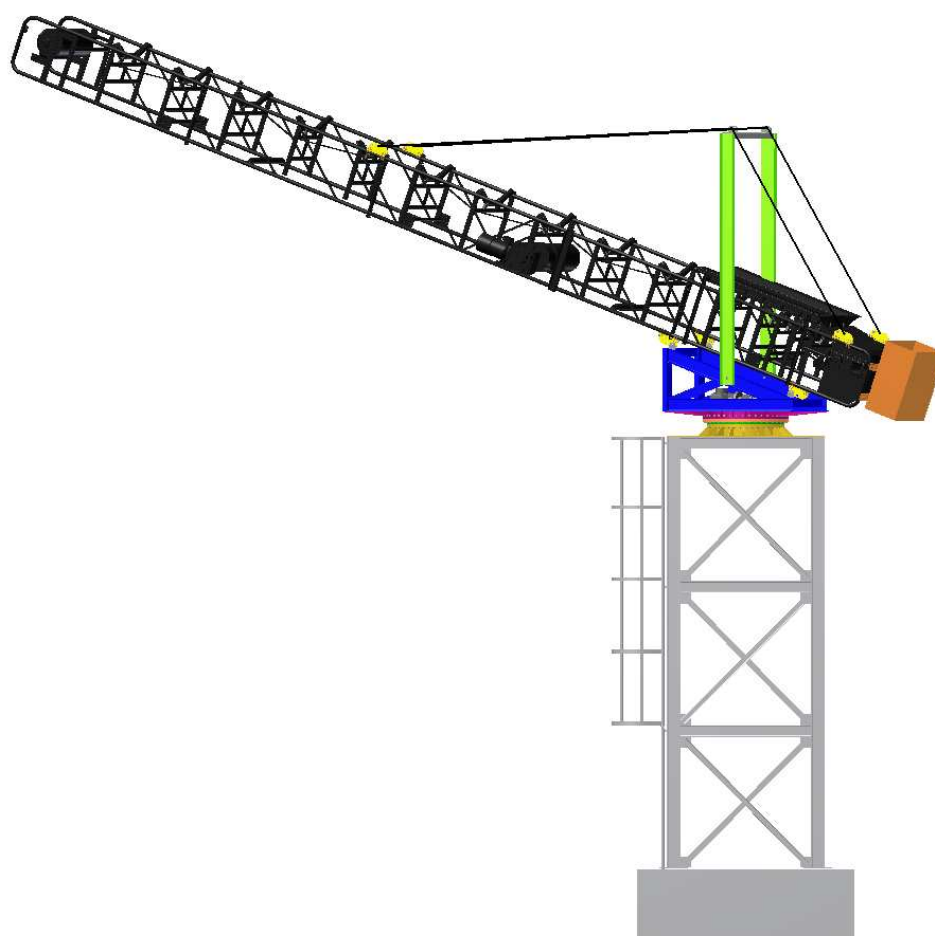
K dodržení předepsaného sklonu dopravníku bylo nutné navrhnout jednoduchou ocelovou konstrukci. Konstrukce je svařena z běžně používaných válcovaných profilů.

Všechny navržené součásti jsou zkontrolovány MKP systémem.

Při návrhu částí mechanismu byl brán zřetel na dostupnost materiálu a technologií ve firmě a na prioritní dodavatele součástí a komponentů. Tím odpadá nutnost navazování dalších kooperací a snižuje se tím ekonomická a koordinační náročnost při realizaci.



Obr. 4.1 Komplet bez sloupu



Obr. 4.2 Komplet se sloupem

5 Seznam použitých zdrojů

[1] Šidák, J.-kol.: *Stroje pro studium pracujících na průmyslových školách strojnických*. Praha. SNTL. 1975. 280s. ISBN 04-211-75

[2] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I. 1.vyd.* Ostrava. VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2001. 99 s. ISBN 80-248-0043-8

[3] *Dopravní pásy*. www stránka. Cit. 14.5.2009

dostupné z <<http://www.vvvmost.cz/dopravni-pasy/>>

[4] *Ocelové dopravní pásy*. www stránka. Cit. 14.5.2009

dostupné z <<http://www.bw-topas.cz/index.php?t=>>>

[5] Jeřábek, K., Helebrant, F., Jurman, J., Vaštová, V.: *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*. Editační středisko VŠB Ostrava. Ostrava. 1996. 162s. ISBN 80-7078-389-3

[6] *Rothe erde®- Großwälzlager*. www stránka. Cit 14.5.2009

dostupné z <http://www.rotheerde.com/D/produkte_gwl.shtm>

[7] Kolektiv PSL, a.s.: *Špeciálne veľorozmerové ložiská – otoče*. Management art. Žilina. 2001, 95s. ISBN 80-88889-37-5

[8] *Four-point bearings with internal teeth*. www stránka. Cit 4.5.2009

Dostupné z

<http://www.liebherr.com/cp/en/products_cp.asp?menuID=106126!2279-0>

[9] *Slewing Rings*. www stránka. Cit. 12.4.2009

dostupné z <<http://www.goimo.com/Products.1481.0.html>>

[10] *Kuželočelní převodovky / kuželočelní převodové motory*. www stránka. Cit 16.5.2009

dostupné z <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/A13.html>

6 Přílohy

- Sestava KSZ01-113-1S
- Výrobní výkres KSZ01-113-11
- Výrobní výkres KSZ01-113-12
- Výrobní výkres KSZ01-113-13
- Kusovník KSZ01-113-1K